

УДК 622.242.6

## МОДЕЛЮВАННЯ КАВІТАЦІЇ В КЛАПАННОМУ ВУЗЛІ БУРОВОГО НАСОСА

*І.Д. Лівак, В.В. Крупчин, В.І. Лівак, М.П. Муж, В.В. Михайлюк*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 62747,  
e-mail: [pn@pnng.edu.ua](mailto:pn@pnng.edu.ua)*

*Досліджується явище кавітації в щілині клапанного вузла бурового насоса. Визначено умови виникнення кавітації. Показано, що причиною кавітації є запізнення підйому і посадки клапанів. Проведено комп'ютерне моделювання потоку рідини в щілині клапана. Підтверджена наявність зон кавітації – концентраторів зносу протічної частини клапана.*

**Ключові слова:** клапан, кавітація, висота підйому, буровий насос, клапанний вузол, знос.

*Исследуется явление кавитации в щели клапанного узла бурового насоса. Определены условия возникновения кавитации. Показано, что причиной кавитации является запаздывание подъема и посадки клапанов. Проведено компьютерное моделирование потока жидкости в клапанной щели. Подтверждено наличие зон кавитации – концентраторов износа проточной части клапана.*

**Ключевые слова:** клапан, кавитация, высота подъема, буровой насос, клапанный узел, износ.

*The article investigates the phenomenon of cavitation in the slit of mud pump valve junction. Conditions of cavitation are determined. It is shown that the cause of cavitation are a lag valves opening and closing. Computer simulation of fluid flow in valve is made. The existence of cavitation zones of concentrators of valve channel wear is proved.*

**Keywords:** valve, cavitation, lifting height, the mud pump, valve junction, wear.

Деталі клапанного вузла бурового насоса піддаються дії значних динамічних навантажень, питомих тисків, турбулентних потоків, вібрації, абразивно-ударному та гідроабразивному зношуванню тощо. Ці чинники та значні перепади тиску на клапані призводять до його руйнування. Створювані насосом високі подачі обумовлюють високі швидкості протікання бурового розчину крізь щілини клапанів, тому головними деталями, які піддаються зношуванню, є сідла, тарілки, ущільнюючі елементи.

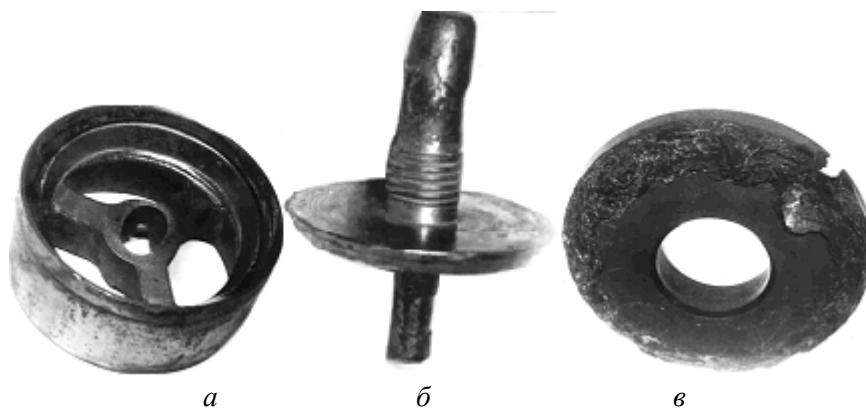
На рис. 1 зображено зовнішній вигляд зруйнованих деталей клапанної групи в результаті інтенсивного зношування у ході промислових випробувань на буровому розчині густиною 1200...1300 кг/м<sup>3</sup>, умовною в'язкістю 120...180 с. Тиск нагнітання знаходився в межах 12...17 МПа. Всього було випробувано 90 тарілок і сідел клапанних груп. При цьому наробіток тарілок коливався в межах 70...180 годин, а сідел – 130...350 годин [1].

Проте, попри велику кількість досліджень та наукових праць, присвячених проблемам зношуваності клапанних вузлів [1...5], дотепер немає чіткого уявлення про механізм зношування проточної частини клапана. Навіть застосування різноманітних високотехнологічних зміцнень конічних посадочних поверхонь тарілок і сідел, покликаних якщо не усунути, то принаймні відтермінувати початок зношування, проблеми не вирішує. І до сьогодні інтенсивне передчасне зношування є домінуючим чинником руйнування клапана, погіршення експлуатаційних показників насоса і проблема залишається актуальною. Отож серед можливих причин важливо виявити першопричину самого процесу зношування, або, іншими словами, ви-

явити, що є початком чи концентратором інтенсивного процесу зношування.

В роботі показано, що можливою першо-причиною процесу зношування є гідродинамічна кавітація. Кавітація виникає в щілині в результаті різкого місцевого пониження тиску до критичної величини, яка нижча за тиск насиченої водяної пари. Одразу зауважимо, що глибоко помилковими є поширені уявлення про те, що в щілині клапанів кавітація неможлива. Пояснюють це тим, що оскільки через вихідний клапан рідина рухається під великим тиском нагнітання, а на вхідний клапан діє підпір, то і різке падіння тиску в щілині – неможливе, а звідси і висновок, що кавітація – відсутня. Звичайно, якби тарілка з усіма рухомими деталями була “безмасовою” і піднімалась та сідала без запізнень, тобто точно у відповідній узгодженості з рухом поршня (а ще краще – з випередженням), то не було б і кавітації. Адже в момент відриву і посадки мінімальна висота положення тарілки над сідлом зумовлювалася б і мінімальною подачею насоса. Тому і швидкості рідини були б невеликі, і тиск не міг би падати до тиску насичених парів.

Проте в реальних умовах роботи, внаслідок запізнення підйому і посадки тарілки, пониження тиску відбувається через місцеве різке зростання швидкості в щілині клапана. Це відбувається тому, що в момент відриву тарілки від сідла у фазі підйому і посадки на сідло при закриванні клапана, поршень набуває певної швидкості, і швидкість рідини вже є “ненульовою”, а тому відкривання і закривання відбувається під дією стрибкоподібної подачі, що і зумовлює різке зростання швидкості потоку і падіння тиску в щілині.



*a* – зовнішній вигляд сідла з промитою кінчною ущільнюючою поверхнею;  
*б* – розмиті штоки тарілки; *в* – ущільнення з наскрізним промивом

**Рисунок 1 – Зруйновані деталі клапанної групи**

Отже, явище кавітації в клапанах є неминучим, а його негативний вплив можна різними технологічними заходами хіба що тільки зменшити.

Тепер нагадаємо, що кавітація – це порушення суцільності всередині рідини, тобто утворення в об'ємі рідини порожнин, заповнених газом, паром або їх сумішшю (так звана бульбашкова кавітація). Бульбашки є нестабільними, бо можуть повертатися до рідкої фази. При фазовому переході рідини в бульбашках миттєво змінюється статичний тиск. Така зміна викликає величезні локальні напруження на проточній поверхні щілини, які призводять до мікроерозії матеріалу – появи концентраторів, а відтак до інтенсивного гідроабразивного та інших видів зношування.

Як бачимо, причиною початку інтенсивного зношування клапанів є кавітація, спричинена запізненням їх відкриття і закриття. Тому очевидно, що із збільшенням кутів запізнення негативний вплив кавітації буде посилюватися. Руйнування клапана відбудеться протягом короткого проміжку часу і жодні технології зміцнення не здатні цьому протистояти.

Крім того, кавітація негативно впливає також на гідравлічні характеристики насоса і клапана: знижується продуктивність, збільшується шум і вібрація насоса, а в клапані понижується пропускна здатність, зростає коефіцієнт гідравлічного опору, спотворюється вигляд характеристики витрати.

Дослідження кавітації в клапанному вузлі бурового насоса були проведені графоаналітичним методом та засобами комп'ютерного моделювання із застосуванням сучасних програм. Об'єктом дослідження вибрали клапан за St API № 9 бурового насоса УНБТ-950.

Для потоку рідини, що протікає через клапан, запишемо рівняння Бернуллі, яке встановлює зв'язок між швидкістю течії та тиском в різних перерізах клапана. Перерізи 1–1 та 2–2 зображено на рис. 2.

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g}, \quad (1)$$

де:  $v_1$  – швидкість рідини на вході в клапан;

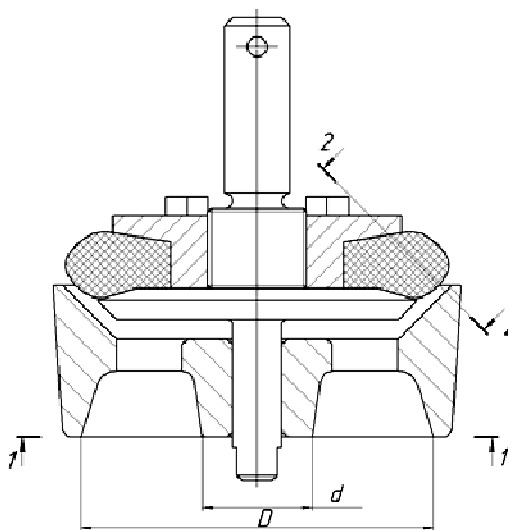
$v_2$  – швидкість рідини в щілині між тарілкою та сідлом;

$p_1$  – тиск рідини на вході в клапан;

$p_2$  – тиск рідини в щілині між тарілкою та сідлом;

$g$  – прискорення земного тяжіння (приймаємо  $g = 10 \text{ м/с}^2$ );

$\rho$  – середня величина густини рідини.



**Рисунок 2 – Перерізи 1–1 та 2–2, в яких розглядається потік рідини у клапані бурового насоса**

Площу поперечного перерізу 2–2 щілини між тарілкою клапана та сідлом  $F_2$  визначаємо як площу бічної поверхні зрізаного конуса. Необхідні геометричні розміри для визначення цієї площі наведені на рис. 3.

$$F_2 = \pi l(R + r), \quad (2)$$

де:  $l$  – твірна конуса;

$R, r$  – радіуси більшої і меншої основ зрізаного конуса.

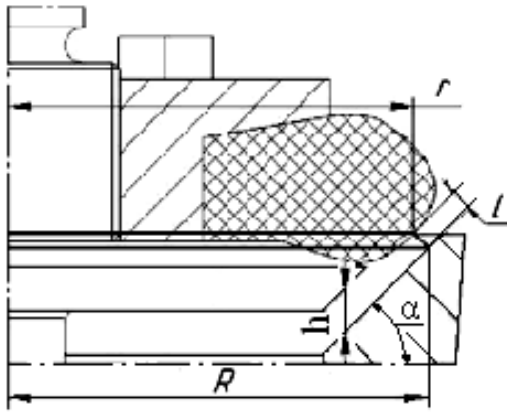


Рисунок 3 – Геометричні розміри щілини клапана

Визначаємо швидкість руху рідини в поперечному перерізі щілини

$$v_2 = \frac{Q}{F_2}, \quad (3)$$

де  $Q$  – подача рідини на вході в клапан.

Швидкість руху рідини на вході в клапан

$$v_1 = \frac{Q}{F_1}, \quad (4)$$

де  $F_1$  – площа поперечного отвору на вході в клапан

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}. \quad (5)$$

Знаючи всі складові рівняння (1), визначаємо величину тиску в щілині клапана для певної висоти тарілки над сідлом за формулою

$$p_2 = \left( \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right) \cdot \rho g. \quad (6)$$

Гідродинамічна кавітація характеризується так званим числом кавітації [4]

$$s = \frac{2(p - p_n)}{\rho \cdot v^2}, \quad (7)$$

де:  $p$  – гідростатичний тиск потоку, Па;

$p_n$  – тиск насиченої пари рідини з урахуванням її температури, Па;

$\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  – швидкість потоку на вході в систему, м/с.

Отримані результати заносимо до табл. 1.

Таблиця 1 – Результати досліджень графоаналітичним методом

h, мм	R, мм	r, мм	l, мм	F <sub>1</sub> , м <sup>2</sup>	V <sub>1</sub> , м/с	F <sub>2</sub> , м <sup>2</sup>	V <sub>2</sub> , м/с	P <sub>2</sub> , Па	s
10	94,87	91,43	4,87	0,0226	1,02	0,0029	7,9	6469300	207
8	93,82	91,37	3,46	0,0226	1,02	0,002	11,5	6434400	97
6	92,8	91,36	2,04	0,0226	1,02	0,0012	19,2	6316200	17,13
4	91,77	91,33	0,63	0,0226	1,02	0,00036	64	4452520	2,17
3,8	91,7	91,36	0,49	0,0226	1,02	0,00028	82,14	3127000	0,92
3,7	91,53	91,24	0,42	0,0226	1,02	0,00024	95,8	1911700	0,14
3,6	91,58	91,33	0,35	0,0226	1,02	0,000202	113,9	13900	0,002

Здійснюємо комп'ютерне моделювання процесу протікання потоку рідини крізь щілину клапана. Для цього в програмному середовищі "SolidWorks" будемо твердотільну модель клапанного вузла, в який входять сідло, тарілка, ущільнення та гайка, якою фіксується ущільнення клапана.

Побудована модель клапанного вузла зображена на рис. 4. За допомогою програм "SolidWorks" і "CosmosFloWorks" моделюємо протікання рідини в побудованому вузлі. Комп'ютерне моделювання проводились за даними величинами витрати рідини і тиску на виході клапана для щілини клапана розміром  $l = 0,3$  мм. Величина тиску – 6,5 МПа (отримана експериментально на насосі УНБТ-950 за кута запізнення підйому – 20 градусів), величина подачі (0,023 м<sup>3</sup>/с) отримана із графіка подачі насоса УНБТ-950 за кута повороту кривошипа – 20 градусів (рис. 5).

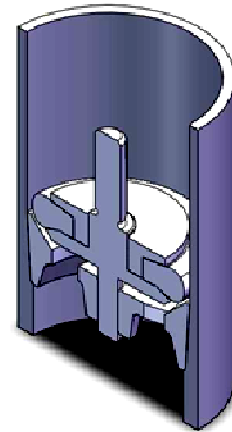


Рисунок 4 – Тривимірна модель клапанного вузла

На рис. 6 показана епюра розподілу тиску в щілині клапана. Як бачимо, верхня точка свідчить про наявність тиску, меншого від тиску насичених парів (2007 Па). Відповідно на рис. 7 зображена також епюра розподілу швидкості в щілині клапана. Максимальна швидкість сягає 97,6 м/с.

На рис. 8 показана залежність кавітаційного коефіцієнта  $S$  від висоти  $h$  підйому клапана. Залежність демонструє наявність кавітації в щілині, оскільки кавітаційний коефіцієнт  $S$  стрімко наближається до нуля із зменшенням висоти  $h$ .

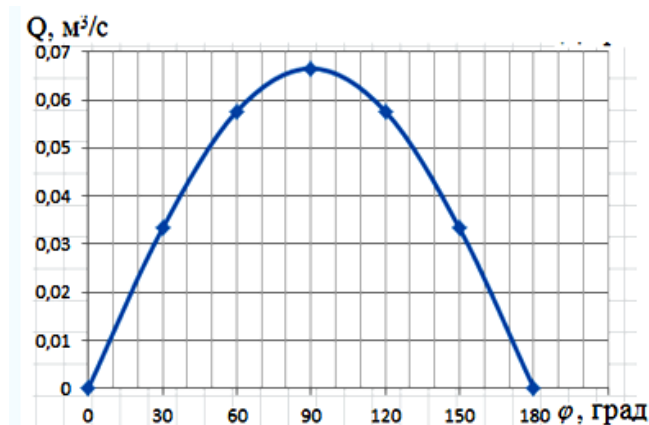


Рисунок 5 – Графік теоретичної подачі одного циліндра насоса



Рисунок 6 – Епюра розподілу тиску в щілині клапана

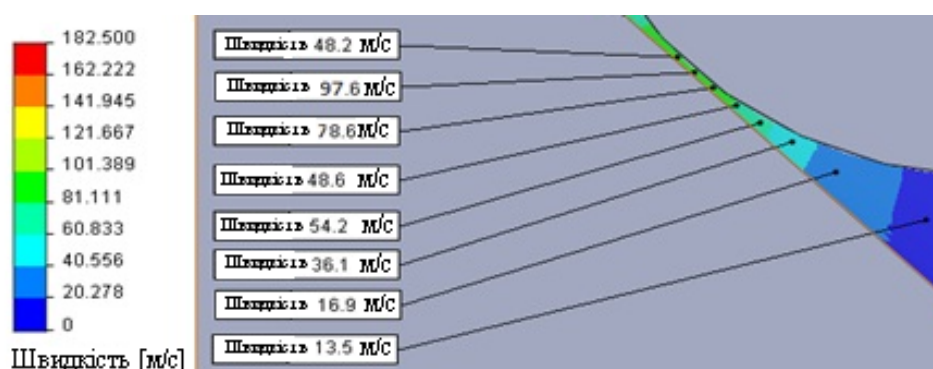


Рисунок 7 – Епюра розподілу швидкості в щілині клапана

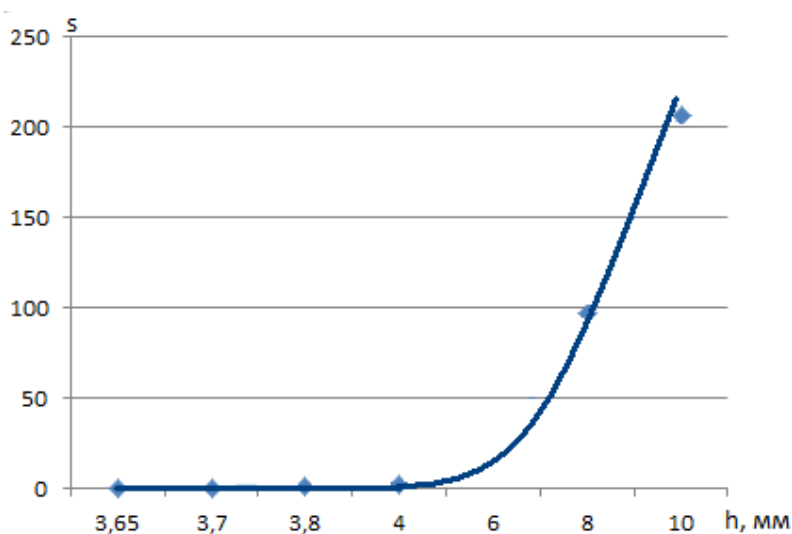


Рисунок 8 – Графічна залежність кавітаційного коефіцієнта від висоти підйому клапана

Отже, проведеними дослідженнями доведена наявність кавітації в клапанах бурових насосів. Очевидно, що подальші дослідження в напрямку підвищення надійності клапанів і, насамперед, їх довговічності повинні враховувати цей негативний чинник. Технології зміцнення проточних поверхонь клапана не вирішують проблеми, оскільки не усувають причини появи кавітації. Потрібна принципово нова конструкція клапана – клапана з узгодженим рухом з поршнем.

### Література

- 1 Яким Р.С. Дослідження напрацювання тарілок клапанів бурового насоса / Р.С. Яким // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2001. – №38. – С.128-134. – Т.2. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин.
- 2 Горонович Л.Н. Особенности работы и изнашивания клапанов буровых трехпоршневых насосов / Л.Н. Горонович, И.Д. Ливак // Машины и нефтяное оборудование. – М.: ВНИИОЭНГ. – 1979. – № 2. – С. 3-5.
- 3 Горонович Л.Н. Современные буровые трехпоршневые насосы. / Л.Н. Горонович, И.Д. Ливак. – М.: ВНИИОЭНГ, 1979. – С. 52.
- 4 Иванов А.Н. Гидродинамика развитых кавитационных течений / А.Н. Иванов. – Л.: Судостроение, 1980. – 362 с.
- 5 Караев М.А. Гидравлика буровых насосов / М. А. Караев. – М.: Недра, 1983. – 209 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*27.05.11*

*Рекомендована до друку професором  
Копєєм Б.В.*